

شبیه سازی و تحلیل اقتصادی جایگزینی توربین انبساطی با شیرفشارشکن خط گاز یک پالایشگاه جهت استحصال انرژی

سهیلا مهدی زاده^۱، امیرحسین هاشم زاده، ملک ارسلان صدیقی^۲
soheilamehdizadeh@yahoo.com

چکیده

در بسیاری از موارد، سوخت گاز واحد صنعتی از طریق خط لوله اصلی با فشار بالا تأمین می گردد که معمولاً این فشار در محل مصرف توسط یک شیر فشارشکن (ژول-تامسون) کاهش می یابد. در این نوع کاهش فشار در حقیقت نوعی اتلاف انرژی به وجود می آید، در صورتی که می توان انرژی ذخیره شده در گاز طبیعی را با استفاده از توربین های انبساطی (توربین گازی غیراحتراقی) به جای شیر فشارشکن به جریان الکتریسیته تبدیل کرد. در این مقاله ضمن تحلیل عملکرد شیر فشارشکن خط اصلی گاز پالایشگاه مورد بررسی، طرح جایگزینی توربین انبساطی با این شیرفشارشکن، با استفاده از نرم افزار Aspen hysys2006 با مقایسه دو معادله حالت PR^۳ و SRK^۴ شبیه سازی گردید و در ادامه برآورد اقتصادی این طرح ارائه شده است. بررسی اقتصادی نشان می دهد که با بکارگیری این سیستم و در نظر گرفتن بازده ۸۵٪ برای ژنراتور و هزینه احداث ایستگاه و ارزش جهانی برق تولیدی به ترتیب برابر ۱۶۰۰ \$/kw و ۰/۱۲ \$/kwh، زمان بازگشت سرمایه کمتر از یک سال و با در نظر گرفتن قیمت برق داخلی حدود چهار سال محاسبه می گردد.

واژه های کلیدی: ایستگاه تقلیل فشار، شیر فشارشکن، Power Into Power (PIP)، توربین انبساطی، شبیه سازی

۱- کارشناس ارشد مهندسی شیمی

۲- دکترای مکانیک

^۳ .Peng Robinson Equation

^۴ . Soav/Redlich/kwong Equation

۱- مقدمه

در فرایند انتقال گاز طبیعی، برای جلوگیری از قطور شدن خطوط انتقال گاز می توان از خاصیت تراکم پذیر بودن گاز استفاده نمود و گاز را با فشار بالا انتقال داد. در ایستگاههای تقویت فشار، فشار گاز به حدود ۱۲۰۰ تا ۷۰۰ می رسد. سپس متناسب با نیاز مصرف کننده، مجدداً فشار گاز معمولاً بین ۲۵۰ psi تا ۶۰ psi کاهش داده می شود [۱].

در بسیاری از موارد، با استفاده از توربین های انبساطی به جای شیر فشارشکن در مسیر خط لوله اصلی گاز ورودی به صنایع، انرژی ذخیره شده در گاز طبیعی به گونه ای مفید از انرژی تبدیل می شود. انرژی حاصل از کاهش فشار به حرکت دورانی تبدیل می گردد. از حرکت دورانی به وجود آمده می توان به عنوان نیروی محرکه برای ژنراتور جهت تولید الکتریسته استفاده کرد [۲]. به این فن آوری تبدیل فشار به انرژی^۱ (PIP) می گویند [۳].

برای اولین بار بصورت عملی در سال ۱۹۸۷ در کشور دانمارک این فن آوری جهت تولید کار محوری در کمپرسورهای بخار مورد استفاده قرار گرفت و به تدریج کاربرد این فن آوری متداول شد [۴]. تا سال ۲۰۰۴ میلادی حدود ۲۷ سیستم PIP در کل اروپا نصب شده است که به ژنراتور الکتریکی متصل هستند [۳ و ۴].

۲- بررسی عملکرد شیر فشارشکن خط اصلی گاز طبیعی پالایشگاه ممیزی شده

سوخت گاز طبیعی پالایشگاه از طریق خط لوله اصلی با دبی ۷۵ تن بر ساعت و فشار ۲۵ بار وارد یک ایستگاه تقلیل فشار شامل دو شیر فشارشکن می شود. گاز طبیعی با دمای ۲۶ درجه سانتیگراد و فشار ۲۵ بار وارد شیر فشارشکن مرحله اول شده و به فشار ۸ بار کاهش داده شده و پس از آن در شیر فشارشکن دوم به ۵ بار و ۱۵ درجه سانتیگراد کاهش می یابد (جدول ۱).

جدول ۱. پارامترهای مورد نیاز برای بررسی وضعیت شیرهای فشارشکن خط اصلی گاز طبیعی پالایشگاه

اطلاعات مورد نیاز برای بررسی عملکرد شیر فشارشکن خط گاز طبیعی پالایشگاه				
واحد	مقدار	کمیت های مورد ارزیابی		
°C	۲۶	دما	گاز طبیعی ورودی	شیر فشارشکن
bar, abs	۲۵	فشار		
°C	-	دما	گاز طبیعی خروجی	مرحله اول
bar, abs	۸	فشار		
°C	-	دما	گاز طبیعی ورودی	شیر فشارشکن
bar, abs	۸	فشار		
°C	۱۵	دما	گاز طبیعی خروجی	مرحله دوم
bar, abs	۵	فشار		

جهت تعیین دمای خروجی شیر فشارشکن با در نظر گرفتن علامت ضریب ژول-تامسون و حدس اولیه برای دمای خروجی شیر فشارشکن، آنتالپی سیال در ورودی و خروجی شیر با استفاده از معادلات حالت محاسبه می شود. چنانچه آنتالپی های ورودی و خروجی برابر باشند، دمای خروجی شیر فشار شکن برابر با حدس اولیه می باشد. در غیر این صورت بایستی محاسبات با حدس دیگری برای دما تکرار شود، این کار آنقدر

ادامه می یابد تا آنتالپی در خروجی شیر فشار شکن با آنتالپی محاسبه شده در ورودی برابر شود، در این حالت دمای خروجی شیر فشار شکن مشخص می شود [۵].

اطلاعات اولیه شامل دبی، فشار و دما در ورودی شیر فشار شکن و فشار در خروجی شیر فشار شکن در شرایط عملیاتی پالایشگاه (جدول ۱) است. اطلاعات مربوط به آنتالپی گاز طبیعی در شرایط ترمودینامیکی مشخص، از بانک اطلاعاتی نرم افزار Hysys استفاده گردید. ترکیب درصد خوراک ورودی مطابق با جدول ۲ در نظر گرفته شده و معادله ترمودینامیکی PR^1 و SRK^2 استفاده شده است [۶]. شرایط عملیاتی و نتایج حاصل از این روش در جدول ۳ و جدول ۴ آمده است.

جدول ۲. آنالیز گاز طبیعی پالایشگاه ممیزی شده

Component	%mole	%Weight
Methane	۸۸/۳	۷۷/۰۸
Ethane	۹/۴	۸/۰۲
Propane	۱/۵	۳/۶
i-butane	۰/۴	۱/۳۷
n-butane	۰/۴	۱/۳۷
Hydrogen Sulfide	۴/۳	۷/۹۷

جدول ۳. شرایط عملیاتی و نتایج حاصل از محاسبات دمای خروجی شیر فشار شکن مرحله اول

Name	Fluid Package:PR		Fluid Package:SRK	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapour Fraction	1.00	1.00	1.00	1.00
Temperature (°C)	25.0	16.12	25.0	16.79
Pressure (bar)	26.0	8.0	26.0	8.0
Mass Flow (Kg/h)	75000	75000	75000	75000
Std Gas Flow (Nm ³ /h)	100000	100000	100000	100000
Mass Enthalpy (kcal/kg)	-970.1	-970.1	-969.6	-969.6

جدول ۴. شرایط عملیاتی و نتایج حاصل از محاسبات دمای خروجی شیر فشار شکن مرحله دوم

Name	Fluid Package:PR		Fluid Package:SRK	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapour Fraction	1.00	1.00	1.00	1.00
Temperature (°C)	16.12	14.28	16.79	15.08
Actual Temperature (°C)	-	15	-	15
Pressure (bar)	8.0	5.0	8.0	5.0
Mass Flow (Kg/h)	75000	75000	75000	75000
Std Ideal Vol Flow (Nm ³ /h)	100000	100000	100000	100000
Heat Flow (kcal/h)	7.275e+007	7.671e+007	7.663e+007	7.663e+007
Mass Enthalpy (kcal/kg)	-970.1	-970.1	-969.6	-969.6
Error% = $(abs(T-T_{(act)}) / (abs(T+T_{(act)}) / 2)) \times 100$	-	4.9	-	0.53

مشاهده می شود که معادله حالت SRK دارای جواب دقیق تر و نزدیک تری نسبت به مقدار واقعی می باشد.

- 1 .Peng Robbinson Equation
- 2 . Soav/Redlich/kwong Equation

۳- شبیه سازی و تحلیل اقتصادی تعویض شیر فشارشکن با توربین انبساطی

به کمک شبیه سازی بوسیله نرم افزار Aspen Hysys عملکرد دو سیستم شیرفشارشکن و توربین انبساطی با هم مقایسه گردیده و در ادامه محاسبات فنی-اقتصادی مربوط به جایگزینی توربین انبساطی با شیرفشارشکن ارائه شده است.

تمام شبیه سازی ها با در نظر گرفتن فشار گاز خروجی ۵ بار انجام گرفته و معادله ترمودینامیکی SRK استفاده شده است. گاز ورودی دارای دبی ۷۵۰۰۰ کیلوگرم بر ساعت، فشار ۲۵ بار و دمای ۲۶°C است و ترکیب درصد خوراک ورودی مطابق با جدول ۲ در نظر گرفته شده است. در شبیه سازی توربین انبساطی راندمان ۸۵٪ فرض شده است. شبیه سازی در چند بخش انجام شده است:

الف : شیر فشار شکن

ب : توربین انبساطی تک مرحله ای همراه با پیش گرم کن

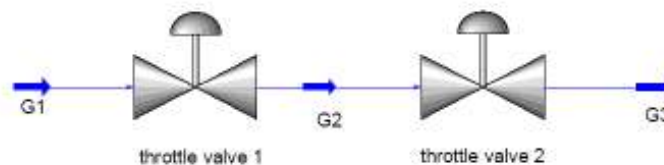
ج : توربین انبساطی چند مرحله ای با پیش گرم کن

لازم به ذکر است، در کلیه شبیه سازی ها علامت اختصاری G برای گاز طبیعی و S برای بخار استفاده شده است.

۳-۱- شبیه سازی سیستم شیر فشار شکن (شرایط موجود در پالایشگاه)

در این شبیه سازی، گاز در دمای ۲۶°C و با فشار ۲۵ بار وارد شیر فشار شکن مرحله اول می شود. شکل ۱ شماتیک سیستم شبیه سازی شده را نشان می دهد. هدف از این شبیه سازی تعیین دمای گاز خروجی از شیرفشارشکن مرحله اول و ورودی به مرحله دوم است (با توجه به پایدار بودن جریان، شدت جریان ورودی بر دمای گاز خروجی از شیر فشار شکن موثر نیست).

Throttle valve simulation in Esfahan Refinery



شکل ۱. شماتیک سیستم شبیه سازی شده شیر فشار شکن (شرایط موجود در پالایشگاه)

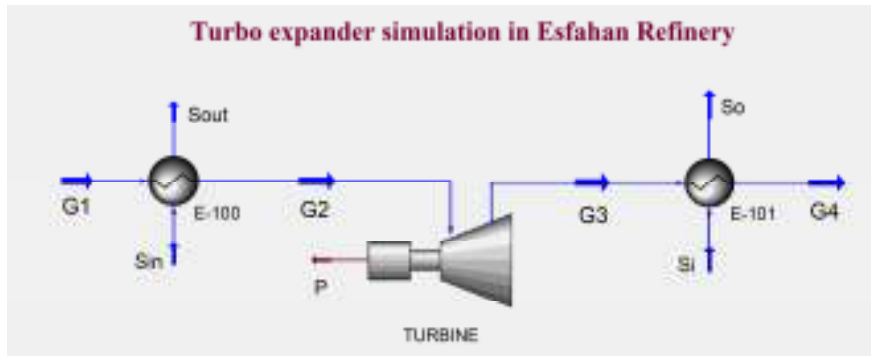
نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند تقلیل فشار خط اصلی گاز ورودی به پالایشگاه در جدول ۵ ارائه شده است.

جدول ۵. نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند تقلیل فشار خط اصلی گاز ورودی به پالایشگاه

Streams				
Properties	Unit	G1	G2	G3
Vapor Fraction	%	1.0	1.0	1.0
Temperature	C	26	16.79	15.08
Pressure	bar	25	8	5
Heat Flow	Kcal/hr	-7.272e+07	-7.272e+07	-7.272e+07
Mass Enthalpy	Kcal/Kg	-969.6	-969.6	-969.6
Mass Flow (Kg/h)	Kg/hr	75000	75000	75000
Std Gas Flow	Nm ³ /hr	9.651e+04		

۲-۳- شبیه سازی سیستم توربین انبساطی تک مرحله ای همراه با پیش گرم کن خوراک

توربین انبساطی نسبت به شیر فشار شکن کاهش دمای بیشتری را در دمای گاز خروجی ایجاد می کند. لذا جهت جلوگیری از تشکیل هیدرات و یا دو فاز شدن گاز می بایست گاز را قبل از این مرحله پیش گرم کرد. در این شبیه سازی، گاز ورودی با دبی ثابت ۷۵۰۰۰ کیلوگرم بر ساعت و دمای 26°C وارد پیش گرم کن خوراک می شود تا دمای آن افزایش پیدا کند، بطوری که دمای گاز خروجی از توربین انبساطی برابر 15°C گردد. شکل ۲ شماتیک سیستم شبیه سازی شده را نشان می دهد.



شکل ۲. شماتیک سیستم توربین انبساطی تک مرحله ای همراه با پیش گرم کن خوراک

نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند تقلیل فشار خط اصلی گاز ورودی به پالایشگاه ممیزی شده با استفاده از توربین انبساطی یک مرحله ای با پیش گرمکن، با فرض راندمان ۸۵ درصد در جدول ۶ ارائه شده است.

جدول ۶. نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند تقلیل فشار خط اصلی گاز با توربین انبساطی یک مرحله ای با پیشگرمکن

Properties	Unit	G1	G2	G3	G4	
Vapor Fraction	%	1.0	1.0	1.0	1.0	
Temperature	C	26	110	14.91	15	
Pressure	bar	25	24.9	5.1	5.0	
Heat Flow	Kcal/hr	-7.272e+07	-6.924e+07	-7.273e+07	-7.272e+7	
Mass Enthalpy	Kcal/kg	-969.6	-923.1	-969.7	-969.6	
Mass Entropy	Kj/Kg.°C	8.709	9.283	9.405	9.415	
Mass Flow (Kg/h)	Kg/hr	75000				
Std Gas Flow	Nm ³ /hr	9.651e+04				
		Sin	Sout	Si	So	P
Vapor Fraction	%	1.0	0.0	1.0	0.0	
Temperature	C	143.7	143.7	143.7	143.7	
Pressure	bar	4	4	4	4	
Mass Enthalpy	Kcal/kg	-3147	-3661	-3147	-3661	
Energy	MW	4.04		0.006		4.056
Mass Flow (Kg/h)	Kg/hr	6774		10.70		

بر اساس قانون بقای انرژی و با توجه به مقایسه انرژی تولیدی پیشگرمکن با کار تولیدی توسط توربین انبساطی مشخص است که با افزایش دمای گاز ورودی میزان برق تولیدی افزایش خواهد یافت. لذا دمای گاز ورودی را می بایست تا حد ممکن بالا برد. در جدول ۷ تغییرات کار تولیدی توسط توربین انبساطی با راندمان

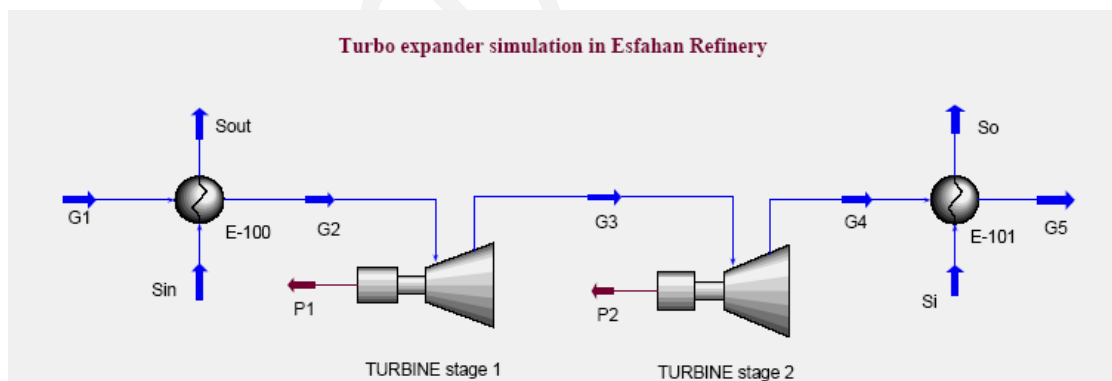
۸۵ درصد، بر اساس دمای گاز ورودی به توربین ارائه شده است. باید در نظر داشت با توجه به شرایط مصارف گازی طبیعی، میزان پیشگرمایش گاز ورودی محدود به دمای گاز خروجی توربین می باشد.

جدول ۷. تغییرات کار تولیدی توسط توربین انبساطی، با دمای گاز ورودی

کاهش برق تولیدی با افت دمای پیشگرم (%)	کار تولیدی توسط توربین (MW)	دمای گاز خروجی از توربین (°C)	دمای گاز ورودی به توربین (°C)
0.0	4.05	14.91	110
0.5	4.031	13.18	108
1.4	3.994	10.58	105
2.3	3.957	7.983	102
2.9	3.932	6.257	100
3.5	3.907	4.531	98
4.4	3.87	1.947	95
5.1	3.845	0.227	93

۳-۳- شبیه سازی سیستم توربین انبساطی چند مرحله ای همراه با پیش گرم کن

وقتی فشار گاز توسط توربین انبساطی کاهش پیدا می کند، گاز دچار افت حرارتی زیادی می گردد که برای جبران این کاهش دما، سوخت زیادی در پیشگرم کن باید سوزانده شود. در این روش گاز در ضمن عبور از توربین انبساطی در بین مراحل کاهش فشار، از یک سیال دیگر گرما می گیرد. از سرمایه تولیدی در توربین انبساطی در هنگام عبور گاز می توان برای تولید آب سرد استفاده کرد. سیستم توربین انبساطی چند مرحله ای روشی است که علاوه بر کاهش میزان مصرف سوخت برای پیشگرم کردن گاز، میتواند از آن برای تولید آب سرد برای مصارف مختلف استفاده کرد. سیستم تحت شبیه سازی در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳. شماتیک سیستم توربین انبساطی دو مرحله ای همراه با پیش گرم کن

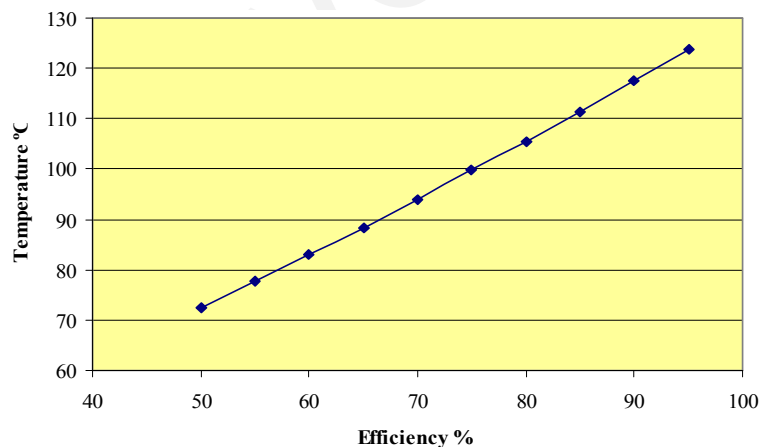
گاز ورودی با دبی ثابت ۷۵۰۰۰ کیلوگرم بر ساعت و دمای ۲۶°C وارد پیش گرم کن خوراک می شود تا دمای آن به ۱۰۰°C برسد و آنگاه وارد توربین انبساطی دو مرحله ای می گردد. گاز در ضمن عبور از توربین انبساطی سرد شده و دمای آن در خروجی به ۱۵°C می رسد.

نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند تقلیل فشار خط اصلی گاز ورودی به پالایشگاه مورد نظر با استفاده از توربین انبساطی دو مرحله ای با پیش گرمکن، با فرض راندمان ۸۵ درصد در جدول ۸ ارائه شده است.

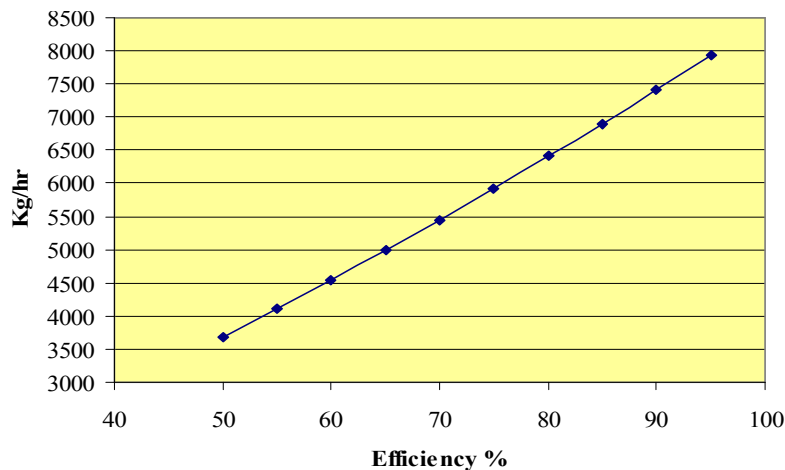
جدول ۸. نتایج حاصل از شبیه سازی فرایند تقلیل فشار خط اصلی گاز با توربین انبساطی دو مرحله ای با پیشگرمکن

Properties	Unit	G1	G2	G3	G4	G5	
Vapor Fraction	%	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
Temperature	C	26	111.3	64.20	14.81	15	
Pressure	bar	25	24.9	11.95	5.1	5	
Heat Flow	Kcal/hr	-7.272e+07	-6.918e+07	-7.095e+07	-7.273e+07	-7.272e+07	
Mass Enthalpy	Kcal/kg	-969.6	-922.4	-946.0	-969.7	-969.6	
Mass Entropy	Kj/Kg. °C	8.709	9.291	9.343	9.405	9.415	
Mass Flow (Kg/h)	Kg/hr	75000					
Std Gas Flow	Nm ³ /hr	9.651e+04					
		Sin	Sout	Si	So	P ₁	P ₂
Vapor Fraction	%	1.0	0.0	1.0	0.0		-
Temperature	C	143.7	143.7	143.7	143.7		
Pressure	bar	4	4	4	4		
Mass Enthalpy	Kcal/kg	-3147	-3661	-3147	-3661		
Energy	MW	3.55		0.432		2.058	2.067
Mass Flow (Kg/h)	Kg/hr	5941(6883)		722.3(17.93)			

شکل ۴ و شکل ۵، نمودار تغییرات دمای گاز ورودی و میزان بخار مصرفی مبدلها با بیشترین کار تولیدی را بر اساس راندمان توربین انبساطی دو مرحله ای نشان می دهد.

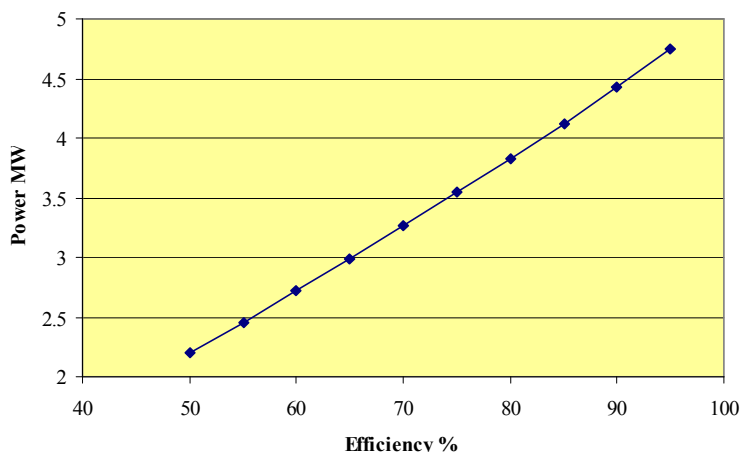


شکل ۴. نمودار تغییرات دمای گاز ورودی با بیشترین کار تولیدی توربین دو مرحله ای بر اساس راندمان توربین



شکل ۵. نمودار تغییرات میزان بخار مصرفی مبدلها در توربین انبساطی دو مرحله ای بر اساس راندمان توربین

شکل ۶ نمودار کار محوری تولیدی توسط توربین انبساطی دو مرحله ای را براساس راندمان توربین، در حالتیکه دمای گاز خروجی ۱۵ درجه سانتیگراد باشد، نشان می دهد.



شکل ۶. نمودار تغییرات کار محوری تولیدی در توربین انبساطی دو مرحله ای بر اساس راندمان توربین

۴- تحلیل و آنالیز اقتصادی تعویض شیر فشارشکن با توربین انبساطی گاز

در آنالیز اقتصادی جایگزینی شیرهای فشارشکن موجود در مسیر خط اصلی گاز پالایشگاه ممیزی شده با توربین انبساطی، راندمان توربین ۸۵٪ فرض شده است. لازم به ذکر است که محاسبات اقتصادی با احتساب نرخ بهره ۱۷ درصد و عمر مفید ۱۰ سال^۱ برای پروژه مورد بررسی در نظر گرفته شده است [۷].

۱- در آنالیز اقتصادی پروژه ها معمولاً عمر مفید پروژه ۱۰، ۱۲ و یا ۱۵ سال در نظر گرفته می شود، مگر در مواردی که عمر مفید تجهیز مورد نظر کمتر باشد.

• هزینه سرمایه ای کل

هزینه احداث ایستگاه تقلیل فشار گاز در محدوده $800\$/KW$ تا $1600\$/KW$ می باشد [۴]. به علاوه لازم به ذکر است هزینه احداث ایستگاه تقلیل فشار گاز نیروگاه نکا با استفاده از سیستم توربین دو مرحله ای با ظرفیت اسمی تولیدی $19/6$ ($2 \times 9/8$) مگاوات توسط شرکت ABB آلمان حدود $900\$/KW$ شده است. لذا برای پالایشگاه نیز، هزینه احداث $900\$/KW$ در نظر گرفته شده است.

$$Total\ Capital\ Investment = (4125KW \times 900\$/KW) = 3.7125 \times 10^6 \$ \equiv 3.64 \times 10^{10} Rials$$

• سود خالص سالیانه

– سود سالیانه :

سود سالیانه مربوط به هزینه برق تولیدی توسط توربین انبساطی می باشد. که با توجه به تعرفه فروش برق (برابر 430 ریال به ازای هر کیلووات ساعت) سود سالیانه برابر است با :

$$Revenue = 4125(KW) \times 24(h/day) \times 365(day/year) \times 430(Rial/KWh) = 1.55 \times 10^{10} Rials/year$$

– هزینه های سالیانه :

هزینه های مربوط به بخار مصرفی مبدلها بر اساس تعرفه پتروشیمی فجر (برای بخار 4 برابر $4/5$ دلار بر تن بخار) برابر است با :

$$6.9(ton/hr) \times 41500(Rial/ton) = 2.86 \times 10^5 Rials/year$$

هزینه های مربوط به کارگر و تعمیرات و نگهداری در این پروژه 2% هزینه سرمایه ای در نظر گرفته شده است.

$$Expense = 2.48 \times 10^5 + 0.02 \times 3.64 \times 10^{10} = 7.28 \times 10^8 Rials/year$$

لذا سود خالص سالیانه برابر است با :

$$Net\ profit = 1.55 \times 10^{10} - 7.28 \times 10^8 = 1.4 \times 10^{10} Rials/year$$

هزینه بخار با فرض راندمان 85% درصد برای بویلر و قیمت جهانی گاز معادل برابر $0/38$ دلار بر متر مکعب (با فرض اینکه هزینه سوخت، تنها هزینه مطرح برای تولید بخار باشد) برابر با $28/2$ دلار بر تن بخار خواهد بود [۸]. قیمت برق تولیدی بر اساس قیمت جهانی ($0.12\$/KWh$) در نظر گرفته شده است [۹].

۵- نتیجه گیری

نتایج حاصل از محاسبات فنی-اقتصادی طرح تعویض شیر فشارشکن مسیر گاز اصلی ورودی به پالایشگاه ممیزی شده با توربین انبساطی در جدول ۹ ارائه شده است.

جدول ۹. پارامترهای اقتصادی طرح تعویض شیرهای فشارشکن خط اصلی گاز پالایشگاه با توربین انبساطی

پارامترهای اقتصادی پروژه تعویض شیرهای فشارشکن با توربین انبساطی	بر اساس قیمت‌های پتروشیمی فجر برای حامل‌های انرژی	بر اساس قیمت‌های جهانی برای حامل‌های انرژی
هزینه سرمایه ای کل	۳۶/۴ میلیارد ریال	۳/۷۱ میلیون دلار
صرفه جویی سالیانه حامل‌های انرژی	۱۵/۵ میلیارد ریال در سال	۴/۳۳ میلیون دلار در سال
سود خالص سالیانه	۱۴ میلیارد ریال در سال	۴/۲۵۶ میلیون دلار در سال
زمان بازگشت سرمایه (PBP)	۳/۶ سال پس از راه اندازی	۰/۹۸ سال پس از راه اندازی
ارزش نهایی پروژه (NPV)	۱۴/۱۷ میلیارد ریال	۲۰/۱۲ میلیون دلار
نسبت ارزش نهایی پروژه (PVR)	۱/۳۹	۶/۴۲
نرخ بازده داخلی	٪۲۱	٪۱۳۳

با توجه به مقدار قابل توجه صرفه جویی در مصرف حامل‌های انرژی (سالیانه بیش از ۱۵ میلیارد ریال) و روند افزایشی قیمت انرژی در جهان و با در نظر داشتن بحران آب و متعاقباً برق در شرایط فعلی کشور، اهمیت بالای تعویض شیر فشار شکن خط اصلی گاز طبیعی پالایشگاه با توربین انبساطی مشخص می شود. لازم به ذکر است، در صورت اتصال شبکه برق پالایشگاه به شبکه برق سراسری، می توان مازاد برق تولیدی را به شبکه سراسری ارسال نمود.

۵- منابع و مراجع

1. Fischer, H.O.P., "Gas System Piping", McGraw Hill, 1986
2. <http://www.agkkk.de>
3. www.energy.ca.gov/naturalgas_research/documents/2004-10-24_500-04-085CM-APB.PDF
4. www.state.nj.us/bpu/cleanEnergy/KemaA-F.pdf
۵. عدالت، م.، معادله برای پیش بینی ضریب آدیاباتیک ژول تامسون گازهای خالص و مخلوط گازها، نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران، سال یازدهم، شماره ۲
6. Thermodynamics, Yunus A. Cengel/ Robert H. Turner
7. R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz; " Analysis, Synthesis and Design of Chemical Prozesse"; 2nd edition; Prentice Hall; 2003
8. www.energyshop.com
9. <http://www.anapsid.org/electricitycost.html>